

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-91217

(43)公開日 平成7年(1995)4月4日

(51) Int.Cl.⁶
F 0 1 L 13/00

1/18
F 0 2 D 13/02

識別記号 庁内整理番号
301 J
A
A 6965-3G
G

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数3 OL (全 11 頁)

(21)出願番号 特願平6-173875
(22)出願日 平成6年(1994)7月26日
(31)優先権主張番号 特願平5-185018
(32)優先日 平5(1993)7月27日
(33)優先権主張国 日本(JP)

(71)出願人 000167406
株式会社ユニアジエックス
神奈川県厚木市恩名1370番地

(72)発明者 原 賢之助
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユニアジエックス内

(72)発明者 日高 章
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユニアジエックス内

(72)発明者 山田 吉彦
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユニアジエックス内

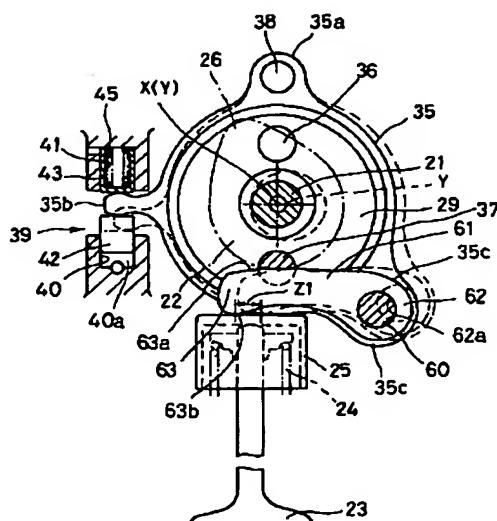
(74)代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の吸排気弁駆動制御装置

(57) 【要約】

【目的】 小作動角制御時における吸排気弁の作動加速度レベルの上昇を抑制して、動弁系の駆動損失や大きな作動音等の発生を防止する。

【構成】 駆動軸21と各カムシャフト22との間に介装されて、駆動機構39により駆動軸21の略径方向に揺動するディスクハウジング35と、該ディスクハウジング35の内周に回転自在に保持されて、偏心動に伴い両者21、22に回転位相差を発生させる環状ディスク29とを備えている。また、ディスクハウジング35にロッカシャフト60を介して設けられたロッカアーム61をディスクハウジング35の揺動に連動させてロッカ比を変化させ、小作動角制御時のバルブリフト量を小さく制御するようにした。



21...駆動軸	60...ロッカシャフト
22...カムシャフト	61...ロッカアーム
23...吸気弁	62、72...一部
26...カム	63、73...他端部
29...環状ディスク	74...第1ビポット
35...ディスクハウジング	75、99...第2ビポット
36b...排泄孔	76...切換機械
39...駆動機構	

(2)

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関によって回転駆動する駆動軸と、該駆動軸の外周に相対回転自在に設けられて、外周面に吸排気弁を開作動させるカムを有するカムシャフトと、前記駆動軸とカムシャフトとの間に介装されて、駆動軸の軸心に対し略径方向へ揺動自在に設けられたディスクハウジングと、

前記ディスクハウジングの内周に回転自在に保持され、かつ駆動軸とカムシャフトとを連繋しつつディスクハウジングの揺動に伴い中心が駆動軸の軸心から偏心動するディスクと前記ディスクハウジングを機関運転状態に応じて揺動させる駆動機構と、

一端部が揺動自在に枢支されかつ前記カムと吸排気弁との間に介装された他端部を介してカムリフトを吸排気弁に伝達するロッカアームと、

該ロッカアーム一端部の枢支点位置を該ロッカアームの長手方向に沿って可変にするロッカ比可変手段とを備えたことを特徴とする内燃機関の吸排気弁駆動制御装置。

【請求項2】 該ロッカ比可変手段は、前記ディスクハウジングの端部に支持されて、前記ロッカアームの一端部が枢支されるロッカシャフトと、前記ディスクハウジングを揺動させることにより、ロッカシャフトを介してロッカアーム一端部の枢支点位置を可変にする前記駆動機構とから構成したことを特徴とする請求項1記載の内燃機関の吸排気弁駆動制御装置。

【請求項3】 前記ロッカ比可変手段は、前記ロッカアームの一端部側に並設されて、該一端部の長手方向の位置を選択的に枢支する複数のピボットと、該複数のピボットを機関運転状態に応じて選択的に切り換えることにより、ロッカアーム一端部の枢支点位置を可変にする切換機構とから構成したことを特徴とする請求項1記載の内燃機関の吸排気弁駆動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、内燃機関の運転状態に応じて吸気・排気弁の開閉時期を可変制御する吸排気弁駆動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 この種の従来の装置としては種々提供されているが、その一つとして例えば実開昭57-198306号公報等に記載されているものが知られている。

【0003】 図14及び図15に基づいて概略を説明すれば、図中2はカムシャフト1の外周に相対回転自在に設けられて、吸気バルブ16をバルブスプリング17のばね力に抗して開作動させるカムであって、このカム2はカム軸受用ブラケット3とカムシャフト1にキー4を介して固設されたフランジ部5とにより軸方向の位置決めがなされている。また、カム2の一側部にはU字溝6を有するフランジ部7が形成されている一方、前記フランジ部5にもU字溝8が形成され、両フランジ部5, 7

間に円環状のディスク9が介装されている。このディスク9は、両側の対向位置に前記両U字溝6, 8に係合するピン10, 11が設けられていると共に、外周が制御環12に回転自在に支持されている。この制御環12は、外周の突起12aを介してシリンダヘッド側の支持孔13に揺動自在に支持されていると共に、該突起12aの反対側に有する歯車部12bがロッカシャフト14外周の歯車環14aに噛合している。

【0004】 そして、制御環12は、歯車環14a及び歯車部12bを介して図外の駆動機構により機関運転状態に応じて一方あるいは他方向へ揺動するようになっている。即ち、例えば機関高回転時には、ディスク9の中心Pが図14に示す位置に保持されて、カムシャフト1とディスク9との回転中心が一致し、したがってディスク9は、ピン11とU字溝8を介してカムシャフト1に同期回転する一方、カム2はピン10とU字溝6を介してカムシャフト1に同期回転する。これによって、吸気弁16の作動角が、図16の一点鎖線で示すように大きく制御されて、開弁時期が早くなると共に、閉弁時期が遅くなるため、吸気慣性力を利用した吸気充填効率が向上する。

【0005】 また、機関低回転時には、駆動機構によってロッカアーム15を軸支するロッカシャフト14を回動させると、制御環12が突起12aを支点として揺動し、これによってディスク9の中心Pがカムシャフト1の中心に対し前記回動方向に偏心する。このため、ピン10, 11が、夫々U字溝6, 8に沿って各フランジ部5, 7を径方向に移動する。

【0006】 依って、カムシャフト1の1回転毎に、ディスク9の回転位相がカムシャフト1に対して変化し、同時にカム2の回転位相もディスク9に対して変化する。したがって、カム2は、カムシャフト1に対し、ディスク9のカムシャフト1に対する位相差の2倍の位相差で回転する。これによって、吸気弁16の作動角が図16の実線で示すように小さく制御されている。したがって、開弁時期が遅くなり、閉弁時期が早くなつて、吸排気弁のバルブオーバラップが小さくなつて燃焼効率が向上し、低速トルクと燃費の向上が図れる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】 然し乍ら、前記従来の装置にあっては、吸気弁16の作動角を大小に切り換えることにより出力や燃費等の機関性能の向上が図れるものの、小作動角制御時バルブリフト量Hが図16に示すように大作動角制御時と同様に大きくなっている。このため、特に、小作動角制御におけるバルブリフトの立上り、立下り時の加速度つまり吸気弁16の作動加速度レベルが過大になる惧れがある。したがって、吸気弁16等の動弁系の駆動損失や作動音の増加を招くと共に、カムシャフト1の回転振動が増加する。

【0008】 更に、小作動角制御状態時において、車両

(3)

3

の急加速時などを行って、機関運転状態が急速に高回転域に移行した場合に、弁の大作動角への切り換え制御応答性の遅れが生じると、前述のように吸気弁16の作動加速度レベルが大きくなっているため、吸気弁16がジャンピングやバウンズ等の不整運動を起こし、弁作動に支障を来す惧れがある。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明は、前記従来の問題点に鑑みて案出されたもので、請求項1の発明は、機関によって回転駆動する駆動軸と、該駆動軸の外周に相対回転自在に設けられて、外周面に吸排気弁を開作動させるカムを有するカムシャフトと、前記駆動軸とカムシャフトとの間に介装されて、駆動軸の軸心に対し略径方向へ揺動自在に設けられたディスクハウジングと、前記ディスクハウジングの内周に回転自在に保持され、かつ駆動軸とカムシャフトとを連繋しつつディスクハウジングの揺動に伴い中心が駆動軸の軸心から偏心動するディスクと前記ディスクハウジングを機関運転状態に応じて揺動させる駆動機構と、一端部が揺動自在に枢支されかつ前記カムと吸排気弁との間に介装された他端部を介してカムリフトを吸排気弁に伝達するロッカアームと、該ロッカアーム一端部の枢支点位置を該ロッカアームの長手方向に沿って可変にするロッカ比可変手段とを備えたことを特徴としている。

【0010】請求項2の発明は、該ロッカ比可変手段を、前記ディスクハウジングの端部に支持されて、前記ロッカアームの一端部が枢支されるロッカシャフトと、前記ディスクハウジングを揺動させることにより、ロッカシャフトを介してロッカアーム一端部の枢支点位置を可変にする前記駆動機構とから構成したことを特徴としている。

【0011】請求項3の発明は、前記ロッカ比可変手段を、前記ロッカアームの一端部側に並設されて、該一端部の長手方向の位置を選択的に枢支する複数のピボットと、該複数のピボットを機関運転状態に応じて選択的に切り換えることにより、ロッカアーム一端部の枢支点位置を可変にする切換機構とから構成したことを特徴としている。

【0012】

【作用】請求項2の発明によれば、例えば機関低回転時には、駆動機構によりディスクハウジングが揺動してディスクの中心を駆動軸の軸心に対して偏心し、これによって、駆動軸とカムシャフトとの回転位相差が発生して、カムシャフトの角速度が変化し、例えば吸気弁の作動角を小さく制御する。

【0013】同時に、前記駆動機構によるディスクハウジングの揺動に伴いロッカシャフトを介してロッカアームが、大作動角制御の位置から吸気弁の直径方向へ移動する。このため、吸気弁に対する所謂ロッカ比が小さくなる。したがって、カムによる吸気弁のバルブリフト量

(3)

4

が大作動角制御時に比較して小さくなる。この結果、吸気弁の作動加速度レベルが減少する。

【0014】また、請求項3の発明によれば、切換機構によりロッカアームの中央寄りに位置する第1ピボットから外側の第2ピボットに切り換えられてロッカアーム一端部の枢支点位置が変換されてロッカ比が小さくなる。したがって、前述と同様にバルブリフト量が小さくなる。

【0015】

【実施例】図1～図6は本発明に係る吸排気弁駆動制御装置を4気筒の内燃機関の吸気側に適用した第1実施例を示し、図2の21は機関のクランク軸からスプロケットを介して回転力が伝達される駆動軸、22は該駆動軸21の外周に相対回転可能に配置され、かつ駆動軸21の中心Xと同軸上に設けられたカムシャフトであって、前記駆動軸21は、機関前後方向に延設されていると共に、軽量化等の要請から内部中空状に形成されている。

【0016】前記カムシャフト22は、長手方向の所定位置で各気筒毎に軸直角方向から分割形成されており、夫々の内部軸方向に駆動軸21が挿通する挿通孔22aが形成されていると共に、図外のシリンダヘッド上端部に有するカムプラケット52、53によって回転自在に支持されている。また、図1にも示すように外周の所定位置に吸気弁23をバルブスプリング24のばね力に抗してバルブリフター25を介して開作動させる夫々一对のカム26が一体に設けられている。

【0017】更に、一方側の分割端部には、第1フランジ部27が設けられており、この第1フランジ部27と対向する分割端部との間に、スリープ28と環状ディスク29が配置されている。前記フランジ部27は、図4にも示すように中空部から半径方向に沿った細長い矩形状の係合溝30が形成されていると共に、その一端面の円周方向に環状ディスク29の一側面に摺接する突起面27aが一体に設けられている。

【0018】前記スリープ28は、小径な一端部がカムシャフト22の前記他方側の分割端部内に回転自在に挿入している共に、略中央位置に直径方向に貫通した連結軸31を介して駆動軸21に連結固定されている。また、スリープ28の他端部には、第1フランジ部27と対向する第2フランジ部32が一体に設けられている。この第2フランジ部32は、図5にも示すように前記係止溝30と反対側に半径方向に沿った細長い矩形状の係合溝33が形成されていると共に、一端面に環状ディスク29の他側面に摺接する突起面32aが一体に設けられている。

【0019】前記環状ディスク29は、略ドーナツ板状を呈し、内径がカムシャフト22の内径と略同径に形成されて、駆動軸21の外周面との間に環状の隙間部Sが形成されていると共に、小巾の外周部29aが環状ペアリング34を介してディスクハウジング35の内周面に

50

(4)

5

回転自在に支持されている。また、直径線上の対向位置に貫通形成された保持孔 29 b, 29 c には、各係合溝 30, 33 に係入する一対のピン 36, 37 が挿通保持されている。

【0020】この各ピン 36, 37 は、互いにカムシャフト軸方向へ逆向きに突出しており、基部が保持孔 29 b, 29 c 内に回転自在に支持されていると共に、先端部の両側縁に図 4 及び図 5 に示すように前記係合溝 30, 33 の対向内面 30 a, 30 b, 33 a, 33 b と当接する2面巾状の平面部 36 a, 36 b, 37 a, 37 b が形成されている。

【0021】前記各ディスクハウジング 35 は、図 1 ~ 図 3 に示すように略円環状を呈し、外周の上端部に有する該ボス部 35 a を貫通した枢支ピン 38 を支点として後述する駆動機構 39 を介して図 1 中上下に揺動自在に設けられている一方、該ボス部 35 a と 90° の角度位置にレバー部 35 b が半径方向に沿って突設されている。更に、ボス部 35 a からレバー部 35 b と反対側の約 120° の角度位置に有する膨出部 35 c に挿通孔 35 d がカムシャフト 22 軸方向に沿って貫通形成されている。また、この各挿通孔 35 d 内には、図 3 に示すようにロッカ比可変手段を構成するロッカシャフト 60 が回転自在に挿通支持されている。

【0022】具体的に説明すれば、ロッカ比可変手段は、前記駆動機構 39 とロッカシャフト 60 と該ロッカシャフト 61 に一端部 63 が枢支された後述するロッカアーム 61 とから構成されている。前記ロッカシャフト 60 は、機関の前後方向へ延設されていると共に、ディスクハウジング 35 の揺動に連動して径方向へ移動可能になっており、また、各カム 26 毎に設けられたロッカアーム 61 を揺動自在に支持している。このロッカアーム 61 は、全体が略湾曲状を呈し、一端部 62 が支持孔 62 a を貫通したロッカシャフト 60 に回動自在に支持されていると共に、他端部 63 がカム 26 とバルブリフター 25 との間に介装されている。即ち、該他端部 63 の円弧状の上面 63 a がカム 26 の外周面に当接していると共に、他端部 63 の突出状下面 63 b がバルブリフター 25 の上面に当接してカム 26 のリフト力に従ってバルブリフター 25 を押圧するようになっている。また、ロッカアーム 61 は、図 1 に示すようにロッカシャフト 60 の揺動に伴い長手方向へ移動自在に形成され、つまり、他端部 62 がバルブリフター 25 の上面を直径方向に沿って所定の距離 Z を移動可能に形成されている。

【0023】前記駆動機構 39 は、図 1 及び図 6 に示すようにシリンダヘッドの所定部位に対向して形成された第 1, 第 2 シリンダ 40, 41 と、該各シリンダ 40, 41 内から出没自在に設けられて各先端縁で前記レバー部 35 a の円弧状先端を上下方向から挟持する油圧ピストン 42 及びプランジャ 43 と、前記第 1 シリンダ 40

6

内の受圧室 40 a に油圧を給排して油圧ピストン 42 を進退動させる油圧回路 44 とを備えている。

【0024】前記第 2 シリンダ 41 内に設けられたプランジャ 43 は、略有底円筒状に形成され、第 2 シリンダ 41 内に弾装されたコイルスプリング 45 のばね力で進出方向（レバー部方向）に付勢されている。

【0025】前記油圧回路 44 は、一端部がオイルメインギャラリ 52 を介してオイルパン 46 内に、他端部が受圧室 40 a に夫々連通した油通路 47 と、該油通路 47 とオイルメインギャラリ 52 との間に設けられたオイルポンプ 48 と、該オイルポンプ 48 の下流側に設けられた 3 ポート 2 位置型の電磁切換弁 49 とから主として構成されている。前記電磁切換弁 49 は、機関回転数や吸込空気量等の信号に基づいて現在の機関運転状態を検出するコントローラ 50 からの ON-OFF 信号によって流路を切り換え作動し、ON 信号によって油通路 47 全体を連通する一方、OFF 信号によって油通路 47 とドレン通路 51 を連通するようになっている。

【0026】以下、本実施例の作用について説明する。

【0027】機関高回転時には、斯かる運転状態を検出したコントローラ 50 から電磁切換弁 49 に ON 信号が出力されると、オイルポンプ 48 から油通路 47 に圧送された作動油はそのまま受圧室 40 a に供給される。したがって、該受圧室 40 a の内圧上昇に伴い油圧ピストン 42 が、図 1, 図 6 の実線で示すようにコイルスプリング 45 のばね力に抗してレバー部 35 b を押し上げるので、ディスクハウジング 35 つまり環状ディスク 29 の回転中心 Y と駆動軸 21 の中心 X が合致する。この場合は、環状ディスク 29 と駆動軸 21 との間に回転位相は生じず、またカムシャフト 22 の中心と環状ディスク 29 の中心 Y も合致しているため、両者 22, 29 間の回転位相差も生じない。したがって、駆動軸 21 の回転に伴いスリープ 28 が回転して、第 2 フランジ部 32 の係合溝 33 とピン 37, 環状ディスク 29, ピン 36, 第 1 フランジ部 27 の係合溝 30 を介してカムシャフト 22 が駆動軸 21 と同期回転する。

【0028】したがって、カム 26 の回転に伴いロッカアーム 61 がロッカシャフト 60 を介して揺動し、他端部 62 でバルブリフター 25 をバルブスプリング 24 のばね力に抗して押圧し、吸気弁 23 を開閉作動させる。

【0029】依って、吸気弁 23 はその作動角が図 9 A の破線で示すように大きく制御されて、開弁時期が早くなると共に、閉弁時期が十分に遅くなる。この結果、吸気充填効率が向上して高出力トルクが得られる。そして、ロッカアーム 61 は、斯かる状態では、図 1 の実線及び図 7 にも示すようにバルブリフター 25 の直径方向の図中最大左方向位置に存するため、ロッカ比が大きくなる。即ち、上面 63 a とカム 26 との接触点 Q1 とロッカシャフト 60 の軸心 Q2 (揺動支点) までの長さ L1 と、下面 63 b とバルブリフター 25 との接触点 Q3

(5)

7

と前記軸心Q 2までの長さL 2の比率（ロッカ比）が十分に大きくなっている。したがって、ロッカアーム6 1の揺動ストロークが大きくなる。

【0030】したがって、吸気弁2 3のバルブリフト量H 1も図9Aに示すように大きく制御され、吸気流量の増加が図れる。

【0031】一方、機関低回転時には、コントローラ5 0から電磁切換弁4 9にOFF信号が出力されて、油通路4 7の上流側を遮断すると共に、油通路4 7の下流側とドレン通路5 1を連通する。このため、受圧室4 0 a内の作動油は、油通路4 7を逆流してドレン通路5 1からオイルパン4 6に戻され、したがって、受圧室4 0 aの内圧低下に伴い油圧ピストン4 2がバルブスプリング2 4及びコイルスプリング4 5のばね力でプランジャ4 3を介して後退移動する。これにより、ディスクハウジング3 5は、図1、図6の一点鎖線で示すようにプランジャ4 3により押し下げられて枢支ピン3 8を支点として下方へ揺動し、環状ディスク2 9の中心Yが駆動軸2 1の中心Xと偏心する。したがって、第2フランジ部3 2の係止溝3 3とピン3 7並びに第2フランジ部2 7の係止溝3 0とピン3 6との摺動位置が駆動軸2 1の1回転毎に移動し、環状ディスク2 9の角速度が変化して不等角速度回転になる。

【0032】即ち、一方のピン3 7が係合溝3 3内を摺動して駆動軸2 1の中心Xから離れ、他方のピン3 6が係合溝3 0内を摺動して中心Xに接近すると、環状ディスク2 9は駆動軸2 1に対して角速度が大きくなり、カムシャフト2 2の角速度も大きくなる。したがって、カムシャフト2 2は、駆動軸2 1に対して2重に增速された状態になる。この結果、カムシャフト2 2及びカム2 6と駆動軸2 1との回転位相差及び回転角速度比は、図9B、Cに示すように変化する。このため、吸気弁2 3は、弁作動角が図9Aの実線で示すように小さくなり、閉弁時期が十分に早くなる。このため、吸気充填効率が向上して低速トルクが向上する。

【0033】同時に、ロッカアーム6 1は、図8に示すようにディスクハウジング3 5の揺動に伴いロッカシャフト6 0を介してバルブリフター2 5の直徑方向の図中最大右方向位置に移動するため、前記Q 1とQ 2までの長さL 3と、Q 3とQ 2までの長さL 4の比率（ロッカ比）が前記同心制御の場合よりも小さくなり、したがって、ロッカアーム6 1の揺動ストロークが小さくなる。

【0034】このため、吸気弁2 3は、図9Aの実線で示すように前記小作動角制御中におけるバルブリフト量H 2が大作動角制御時及び従来の小作動角制御時（一点鎖線）のバルブリフト量H 1に比較して十分に小さくなる。この結果、吸気弁2 3の開閉作動の加速度レベルの上昇が十分に抑制されて、動弁系の駆動損失や作動音の増加を防止できる。また、駆動軸2 1やカムシャフト2 2の大きな回転振動の発生を防止できる。

8

【0035】しかも、前記バルブリフトを小さく制御することができることにより、前述のような作動角制御を行わない通常の機関における吸気弁の作動音よりもさらに低減することが可能になる。

【0036】更に、前述のように作動加速度レベルの低下により前述の小作動角制御中に車両の急加速を行って高回転域に移行した場合でも、吸気弁2 3のジャンピング等の不整運動の発生が防止される。

【0037】図10～図12は本発明の第2実施例を示し、吸気弁2 3の作動角制御機構の構成は第1実施例と同様であるが、ロッカ比可変手段の構成を変更したものである。

【0038】即ち、ロッカ比可変手段は、ロッカアーム7 1と、該ロッカアーム7 1の一端部7 2側のシリンダヘッド上端部に設けられて、該一端部7 2を枢支する2つの第1、第2ビボット7 4、7 5と、該両ビボット7 4、7 5の作動を相対的に切り換える切換機構7 6とから構成されている。

【0039】前記ロッカアーム7 1は、第1実施例のロッカアーム6 1よりも長尺に形成されており、一端部7 2の下面に両ビボット7 4、7 5が係入する球面状の2つの係入溝7 2 a、7 2 bが長手方向の位置に所定間隔をもって形成されている。また、他端部7 3はカム2 6とバルブリフター2 5との間に介装されて、円弧状の上面7 3 aがカム2 6の外周面に当接していると共に、突出状下面7 3 bがバルブリフター2 5の上面に当接してカム2 6のリフト力によってバルブリフター2 5を押圧するようになっている。また、ロッカアーム7 1は、第1実施例と異なり、長手方向へ移動しないようになっていいる。

【0040】前記両ビボット7 4、7 5は、シリンダヘッドの上端部に有するボディ6 4に上下方向に沿って形成された2つの摺動孔7 7、7 8内に摺動自在に設けられた円柱状の基部7 4 a、7 5 aと、該基部7 4 a、7 5 aの上端に一体に設けられて、摺動孔7 7、7 8の上端壁に形成された通孔7 7 a、7 8 aから各係入溝7 2 a、7 2 b方向へ出没してロッカアーム一端部7 2を相対的に枢支する球面状の先端部7 4 b、7 5 bとを備えている。この両ビボット7 4、7 5は、各基部7 4 a、7 5 aの下端部にフランジ部7 4 c、7 5 cが一体に設けられている。

【0041】そして、ロッカアーム7 1の他端部上面7 3 aとカム2 6との接触点Q 1とロッカアーム他端側の第1ビボット7 4の先端部7 4 bと第1係入溝7 2 a底面との接触点Q 4までの長さL 5として設定され、Q 1から第2ビボット7 5の先端部7 5 bと第2係入溝7 2 b底面との接触点Q 5までの長さがL 6として設定されている。また、ロッカアーム7 1の他端部7 3下面7 3 bとバルブリフター2 5を介して当接するバルブステム2 3 aの上端面との接触点Q 6から接触点Q 4までの長

(6)

9

さがL 7として設定され、Q 6から接触点Q 5までの長さがL 8に設定されている。したがって、L 6/L 5, L 8/L 7の長さ比率に夫々設定されており、前者よりも後者のロッカ比が小さく形成されている。

【0042】また、前記切換機構76は、両ピボット74, 75の各フランジ部74c, 75cと上端壁との間に弾装されて、両ピボット74, 75を下方方向へ後退させる方向に付勢するリターンスプリング79, 80と、各フランジ部74c, 75cと摺動孔77, 78の下端部に有する第1, 第2受圧室81, 82に油圧を供給して各ピボット74, 75をリターンスプリング79, 80のばね力に抗して上方向へ進出させる油圧回路と、各ピボット74, 75の進出移動時に該各ピボット74, 75の後退動を規制する第1, 第2ストップ部83, 84とを備えている。

【0043】前記油圧回路は、前述の油通路47が分岐したオイルメインギャラリ52に各一端部が接続された2本のオイル通路85, 86と、該両オイル通路85, 86の途中に設けられた4ポート2位置型の電磁式油圧切換弁87とを備えている。前記一方側のオイル通路85は、他端部が分岐されて、第1分岐通路が第1受圧室81に、第2分岐通路が第1ストップ部83の後端側に形成された第1圧力室88に夫々接続されている一方、他方側のオイル通路86も、他端部が分岐されて、第3分岐通路が第2受圧室82に、第4分岐通路が第2ストップ部84の第2圧力室89に夫々接続されている。

【0044】前記油圧切換弁87は、前述のコントローラ50からの制御信号に基づいて各オイル通路85, 86とドレン通路90とを相対的に連通、遮断するようになっている。

【0045】前記各ストップ部83, 84は、各摺動孔77, 78下端側に軸直角方向から穿設されたガイド孔91, 92と、該ガイド孔91, 92内に摺動自在に設けられて、先端部が摺動孔77, 78の底部内に進退動する第1, 第2ストップビン93, 94と、該ストップビン93, 94を後退方向に付勢する第1, 第2スプリング95, 96と、ストップビン93, 94の後端フランジ部と閉止板との間に形成されて、内部油圧によって各ストップビン93, 94を進出動させる前述の第1, 第2圧力室88, 89とから構成されている。

【0046】以下、本実施例の作用について説明する。まず、機関高回転時には、第1実施例と同様にディスクハウジング35や駆動機構39等の作動角変換機構によって吸気弁23が大作動角に制御されるが、一方、コントローラ50から油圧切換弁87にON信号が出力されて、図10及び図11に示すよう第2オイル通路86とドレン通路90とを連通すると同時に、にオイルメインギャラリ52と第1オイル通路85を連通する。このため、第2受圧室82と第2圧力室89内の油圧がドレン通路90からオイルパン46内に戻されると共に、第1

10

受圧室81と第2圧力室88内に油圧供給される。

【0047】したがって、第2ピボット75は、第2ストップビン94が第2スプリング96のばね力で後退動するに伴い第2摺動孔78内を栓部98に当接するまで後退し、先端部75bによる一端部72の枢支状態を解除する。

【0048】一方、第1ピボット74がリターンスプリング79のばね力に抗して上方向へ進出して先端部74bが第1係入溝72aの底面に当接してロッカアーム71の一端部72を枢支すると同時に第1ストップビン93が第1スプリング95のばね力に抗して第1摺動孔77の底部内に進出して第1ピボット74のフランジ部74c下面を支持する。これによって、第1ピボット74は、下方向への自由移動が規制されて、一端部72を安定かつ確実に枢支する。これによって、ロッカアーム71は、第1ピボット74によりL 6/L 5の比較的大きなロッカ比となり、前述と同様にロッカアーム71の揺動ストロークが大きくなる。したがって、吸気弁23のバルブリフト量(H1)も図11及び図9Aに示すように大きくなる。

【0049】次に、機関高回転域から低回転域に移行した場合は、ディスクハウジング35を介して環状ディスク29が偏心動する一方、前述とは逆に、コントローラ50からのOFF信号によって油圧切換弁87が切り換え作動し、第1受圧室、圧力室81, 88内の油圧がドレン通路90からオイルパン46に戻されると共に、第2受圧室、圧力室82, 89内に油圧が供給される。

【0050】したがって、第1ストップビン93が、図12に示すように第1スプリング95のばね力で後退動すると同時に、第1ピボット74もリターンスプリング79のばね力で栓部97に当接するまで下降して、第1係入溝72aから離間して枢支状態を解除する。

【0051】一方、第2ピボット75が上方へ進出動して第2係入溝72bの底面に先端部75bが当接して一端部72を枢支すると共に、第2ストップビン94が第2摺動孔78の底部内に進出して第2ピボット75のフランジ部75c下面を安定かつ確実に支持する。これによって、ロッカアーム71は、第2ピボット75によつてL 8/L 7の小さなロッカ比となり、ロッカアーム71の揺動ストロークが大作動角制御の場合に比較して小さくなる。したがって、吸気弁23は、図12及び図9Aの実線で示すように小作動角のバルブリフト量(H2)が(H1)よりも小さくなる。

【0052】この結果、前述と同様に吸気弁23の開閉作動の加速度レベルの上昇が十分に抑制されて、動弁系の駆動損失や作動音の増加等を防止できる。

【0053】しかも、この実施例では、各ピボット74, 75の上方進出位置では各ストップビン93, 94によって夫々安定かつ確実に支持されるため、比較的低い油圧でもロッカアーム71を枢支することが可能とな

(7)

11

り、支持剛性も高くなるので、吸気弁23の高速作動に十分に対応することができる。

【0054】また、第1実施例とは異なり、ロッカーム71の枢支点を吸気弁23の作動角変換制御とは独立して可変にすることができるので、ロッカ比の変化すなわちバルブリフト量の設定自由度が向上して、該バルブリフト量を可及的に大きく変化させることができる。

【0055】尚、各ピボット74, 75は、各フランジ部74c, 75cの各受圧室81, 82内の受圧面積が、各ストッパピン93, 94の各フランジ部に対する各圧力室88, 89内の受圧面積より大きいため、各ストッパピン93, 94の進出移動速度よりも早く進出移動する。したがって、ストッパピン93, 94によって各ピボット74, 75の円滑な進出移動が阻害されることはない。

【0056】図13は本発明の第3実施例を示し、第2ピボット99をボディ64の上部に固定したものである。

【0057】即ち、第2ピボット99は、均一径の棒状を呈し、基部99aがボディ64の上部に形成された固定用穴100に圧入固定されていると共に、球面状の先端部99bの突出量が第2実施例の第2ピボット75と同一に設定されている。一方、第1ピボット74や第1ストッパ部83等の構成は第2実施例と同様である。尚、油圧切換弁101は、3方型で構成されている。

【0058】したがって、この第3実施例によれば、ロッカ比可変手段の作用は第2実施例と同様に、大作動角制御時には大きなバルブリフト量が得られると共に、小作動角制御時には小さなバルブリフト量が得られることは勿論のこと、第2ピボット99を固定状態にしているため、第2実施例に比較して構造の簡素化が図れ、製造作業能率の向上と製造コストの低廉化が図れる。

【0059】本発明は、前記各実施例の構成に限定されるものではなく、例えばロッカシャフト60をディスクハウジング35と連動する所定の別部材に設けることも可能である。また、ピボット74, 75を2以上設けてカムリフト量をさらに多段階に変化させることも可能である。さらに本発明は、排気弁側あるいは吸気弁と排気弁の両方側に適用することも可能である。

【0060】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、本発明によれば、吸排気弁の小作動角制御において、該吸排気弁の過大な作動加速度を抑制することができるため、動弁系の駆動損失や作動音の増加を防止できると共に、カムシャフト等の大きな回転振動の発生を防止できる。

【0061】また、吸排気弁の作動加速度レベルの低下により、小作動角制御中に例えば高回転域に急激に移行した場合にも、吸排気弁のジャンピングやバランス等の不整運動の発生が防止され、常時円滑かつ確実な作動が

(7)

12

得られる。

【0062】さらに、バルブリフト量を減ずることにより、カムシャフト駆動トルクを低減でき、燃費の改善を図ることができる。

【0063】また、請求項2の発明によれば、ロッカ比可変手段を作動角変換制御用のディスクハウジングや駆動機構を用いているため、部品点数の増加が抑制されて構造が簡素化される。

【0064】更に、請求項3の発明によれば、ロッカ比可変手段を作動角変換制御機構とは独立して構成したため、部品点数の増加等は余儀なくされるものの、ロッカ比の変化つまりカムリフト量の変化量を可及的に大きくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】図2のA-A線断面図。

【図2】本発明の第1実施例の要部を示す一部破断図。

【図3】本実施例の要部を示す平面図。

【図4】図3のB-B線断面図。

【図5】図3のC-C線断面図。

【図6】本実施例の駆動手段を示す概略図。

【図7】本実施例の作用を示す説明図。

【図8】本実施例の作用を示す説明図。

【図9】Aは本実施例のカムによるバルブリフト特性図、Bは駆動軸とカムシャフトとの回転位相差の特性図、Cは駆動軸とカムシャフトの回転角速度比の特性図。

【図10】本発明の第2実施例を示す要部断面図。

【図11】本実施例の作用を示す要部断面図。

【図12】同本実施例の作用を示す要部断面図。

【図13】本発明の第3実施例を示す要部断面図。

【図14】従来の吸排気弁駆動制御装置の断面図。

【図15】図14のD-D線断面図。

【図16】従来の装置におけるバルブリフト特性図。

【符号の説明】

21…駆動軸

22…カムシャフト

23…吸気弁

26…カム

29…環状ディスク

35…ディスクハウジング

35d…挿通孔

39…駆動機構

60…ロッカシャフト

61, 71…ロッカーム

62, 72…一端部

63, 73…他端部

74…第1ピボット

75, 99…第2ピボット

76…切換機構

40

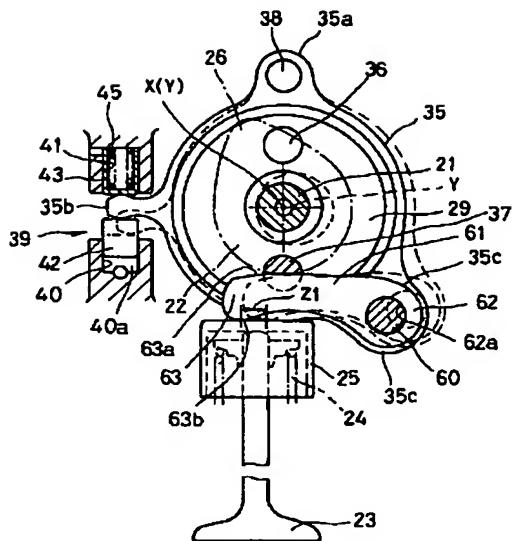
30

30

40

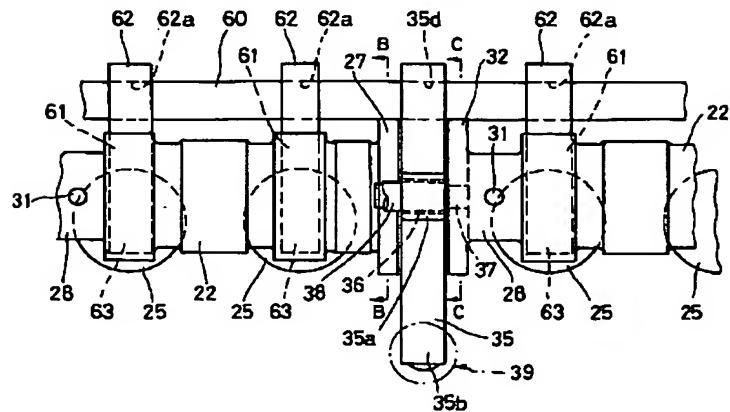
(8)

〔図1〕

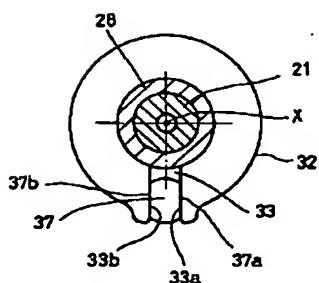


21…駆動軸	60…ロッカシャフト
22…カムシャフト	61…ロッカアーム
23…吸気弁	62、72…端部
25…カム	63、73…他端部
29…環状ディスク	74…第1ビポット
35…ディスクハウ징	75、99…第2ビポット
35b…押通孔	76…切換機構
39…駆動機械	

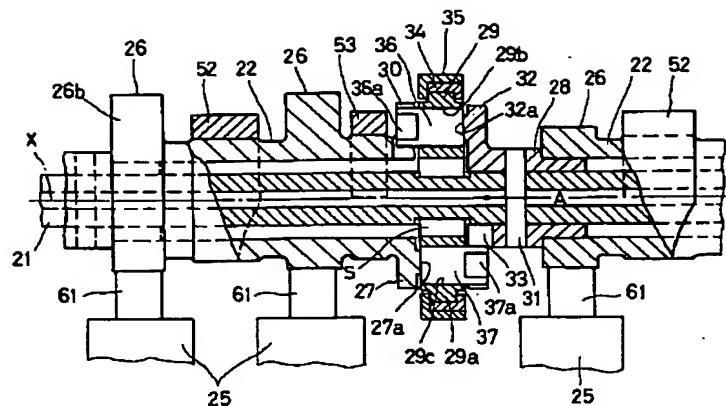
【図3】



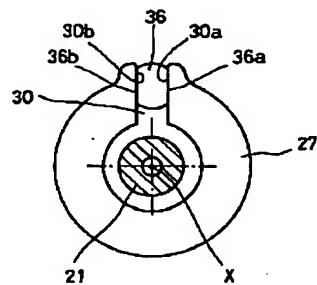
【图 5】



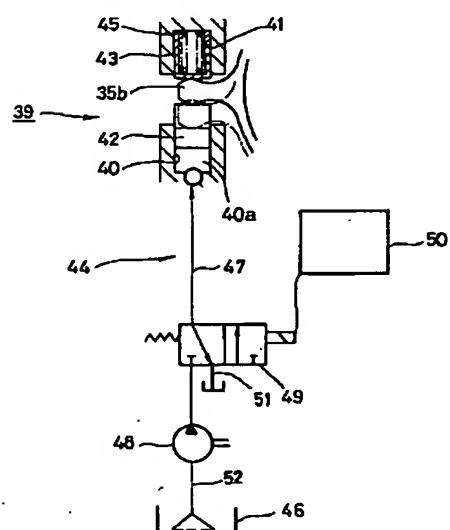
【図2】



【四】

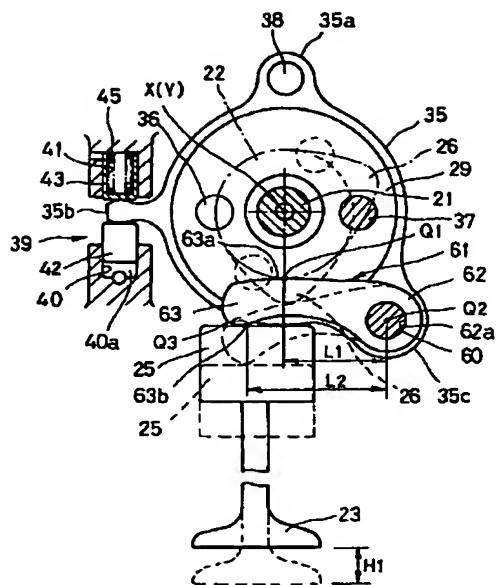


[圖 6]

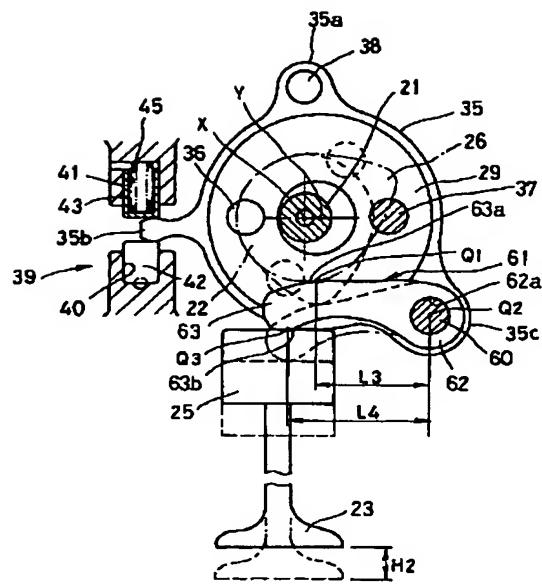


(9)

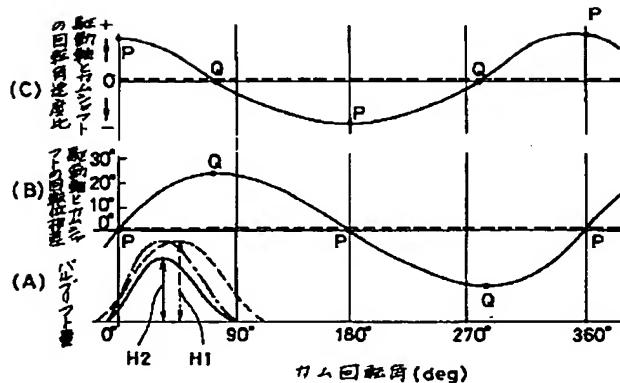
【図 7】



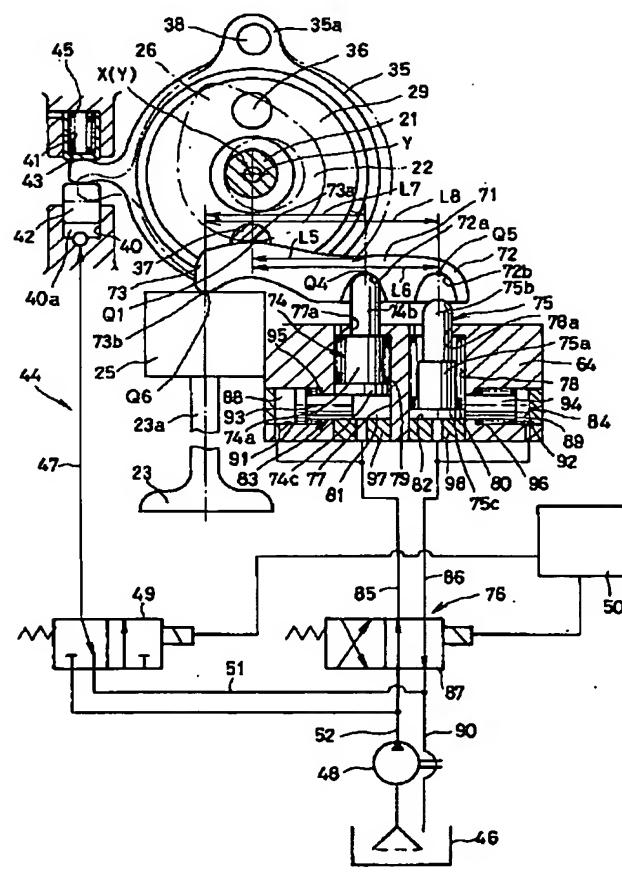
【図 8】



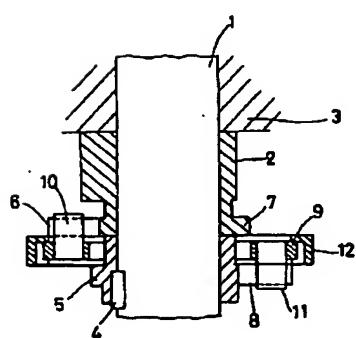
【図 9】



【図 10】

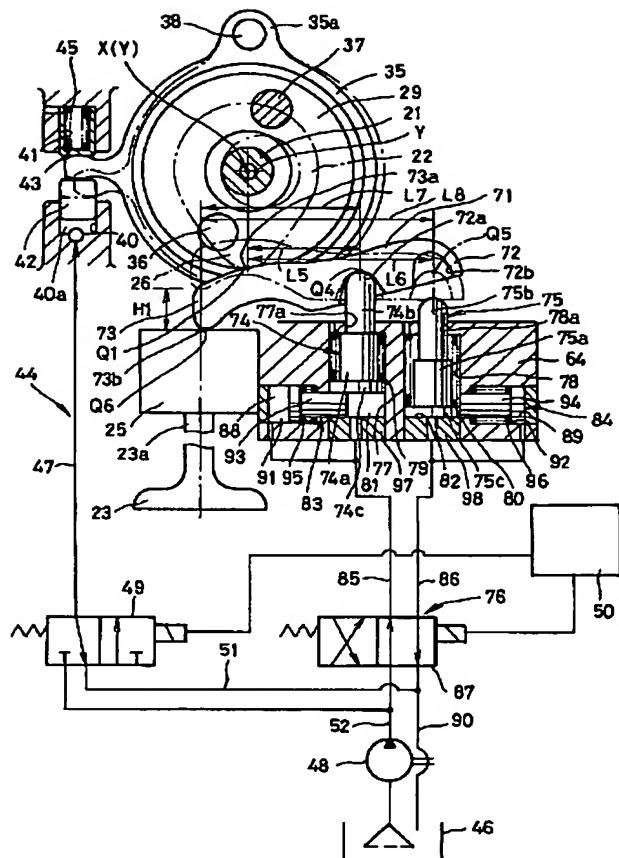


【図 15】

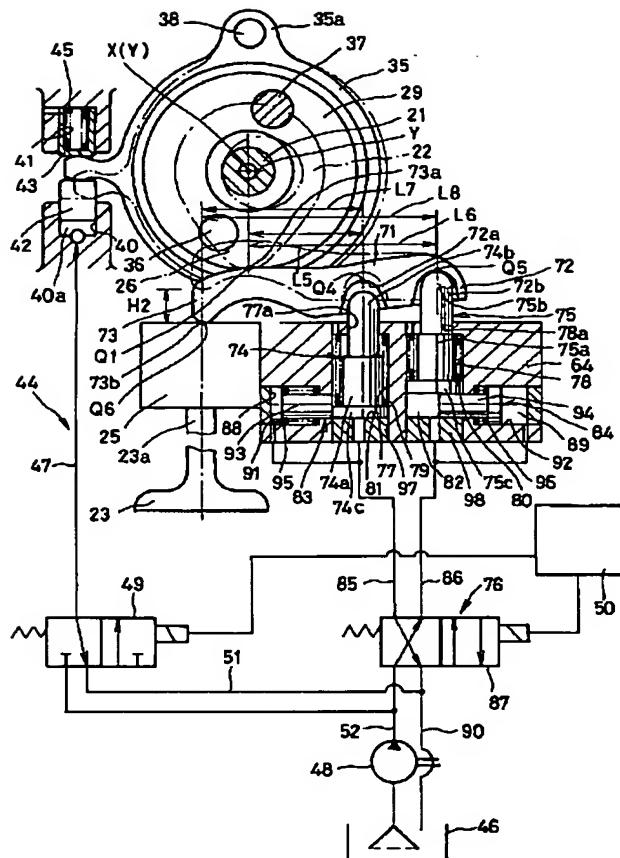


(10)

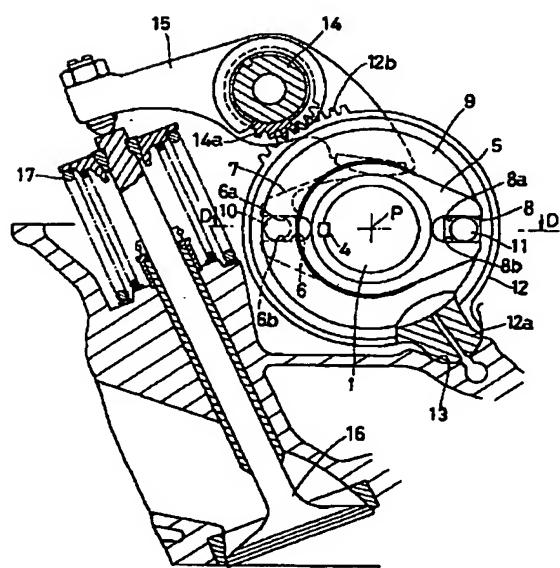
【図11】



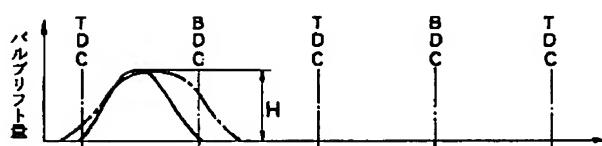
【図12】



【図14】



【図16】



(11)

【図13】

